

## PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 11-280414

(43)Date of publication of application : 12.10.1999

(51)Int.Cl.

F01L 1/04  
 F01L 1/18  
 F01L 1/26  
 F01L 1/34  
 F02B 67/06  
 F02F 1/42

(21)Application number : 10-086681

(71)Applicant : MAZDA MOTOR CORP

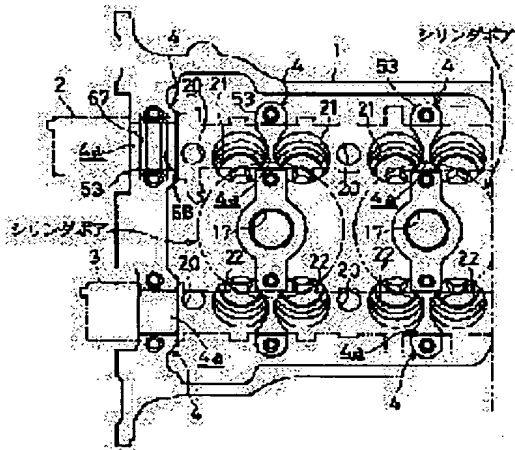
(22)Date of filing : 31.03.1998

(72)Inventor : ASAI AKIRA  
 ARAKI KEIJI

## (54) DOHC ENGINE WITH VARIABLE VALVE TIMING DEVICE

## (57)Abstract:

PROBLEM TO BE SOLVED: To improve reliability without causing a considerable rise of a production cost or useless increase in an engine overall length, by reducing a load applied to mainly NO.1 journal and bearing part of a cam shaft, in a narrow angle type DOHC engine E equipped with VVT for rotating a cam shaft relative ly to a cam pulley, to change the opening/closing timing of a valve to make output improvement and fuel cost reduction, etc., compatible, and having the narrow nipping angle of an exhaust valve. SOLUTION: Two cam shafts 2 and 3 on suction and exhaust sides are arranged close to each other in an engine width direction, so as to overlap on the center line looking from the center line direction of the head bolt holes 20 and 20... of a cylinder head 1. The cam shaft 2 on the suction side arranged with VVT is adopted as a loose side cam shaft having a cam pulley into which the loose side span of a timing belt enters.



## LEGAL STATUS

[Date of request for examination] 20.09.2002

[Date of sending the examiner's decision of rejection]

[Kind of final disposal of application other than the examiner's decision of rejection or application converted registration]

[Date of final disposal for application]

[Patent number]

[Date of registration]

[Number of appeal against examiner's decision]

BEST AVAILABLE COPY

7

**THIS PAGE BLANK (USPTO)**

of rejection]

[Date of requesting appeal against examiner's  
decision of rejection]

[Date of extinction of right]

Copyright (C); 1998,2003 Japan Patent Office

**THIS PAGE BLANK (USPTO)**

(19) 日本国特許庁 (J P)

## (12) 公開特許公報 (A)

(11) 特許出願公開番号

特開平11-280414

(43) 公開日 平成11年(1999)10月12日

(51) Int. Cl. °	識別記号	F I	
F01L 1/04		F01L 1/04	D
1/18		1/18	A
1/26		1/26	D
1/34		1/34	E
			Z
審査請求 未請求 請求項の数20 O L (全17頁) 最終頁に続く			

(21) 出願番号 特願平10-86681

(22) 出願日 平成10年(1998)3月31日

(71) 出願人 000003137

マツダ株式会社

広島県安芸郡府中町新地3番1号

(72) 発明者 浅井 晃

広島県安芸郡府中町新地3番1号 マツダ株式会社内

(72) 発明者 荒木 啓二

広島県安芸郡府中町新地3番1号 マツダ株式会社内

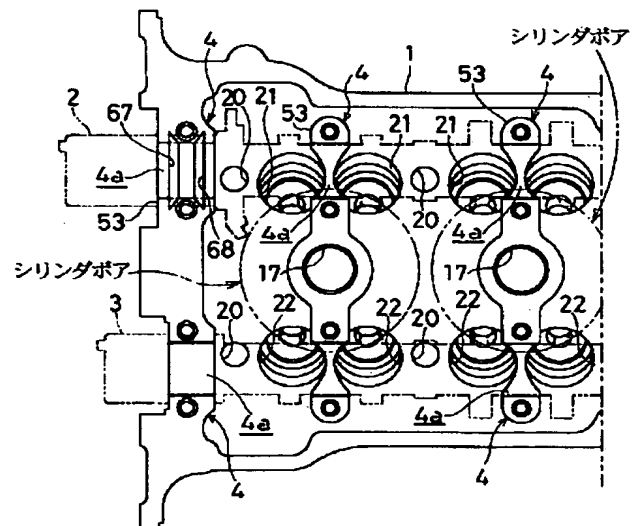
(74) 代理人 弁理士 前田 弘 (外2名)

(54) 【発明の名称】 可変バルブタイミング装置付DOHCエンジン

## (57) 【要約】

【課題】 カム軸2をカムプリー5に対し相対回転させ、バルブ23の開閉タイミングを変更して、出力向上、燃費低減等の両立を図るVVT10を装備し、吸気バルブ23及び排気バルブ24の挟み角が狭い狭角型のDOHCエンジンEにおいて、主にカム軸2の1番ジャーナル及びその軸受部4に加わる負担を低減することで、生産コストの著しい上昇やエンジン全長の無用の増大を招くことなく、信頼性の向上を図る。

【解決手段】 吸気側と排気側の2本のカム軸2、3を、シリンダヘッド1のヘッドボルト孔20、20、…の中心線方向から見て、該中心線に重なるようにエンジン幅方向に互いに近づけて配置する。VVT10が配置された吸気側のカム軸2を、タイミングベルト9の緩み側スパンが進入するカムプリー5を有する緩み側のカム軸とする。



BEST AVAILABLE COPY

## 【特許請求の範囲】

【請求項1】 シリンダヘッドの左右両側に配設され、かつクランク軸上の駆動輪に共通の無端伝動部材を介して駆動連結される従動輪が設けられ、クランク軸に同期して駆動されてそれぞれバルブを開閉作動させる第1及び第2の2本のカム軸と、

上記第1カム軸の端部に設けられ、該第1カム軸と上記従動輪とを相対回転させて、上記第1カム軸のクランク軸に対する回転位相を変更するバルブタイミング可変手段とを備えた可変バルブタイミング装置付DOHCエンジンにおいて、

上記第1及び第2の各カム軸は、シリンダの左右両側に形成されたヘッドボルト孔の中心線方向から見て、該左右各側のヘッドボルト孔の中心線に重なるように配置されており、

上記第1カム軸は、無端伝動部材の緩み側スパンが進入する従動輪を有する緩み側のカム軸であることを特徴とする可変バルブタイミング装置付DOHCエンジン。

【請求項2】 請求項1において、

第1カム軸を支持する全ての軸受部は、互いに同一の軸受径を有することを特徴とする可変バルブタイミング装置付DOHCエンジン。

【請求項3】 請求項2において、

2本のカム軸はバルブリフタを介して直接バルブを駆動するものであることを特徴とする可変バルブタイミング装置付DOHCエンジン。

【請求項4】 請求項3において、

2本のカム軸の間隔は、第1カム軸に設けられた従動輪の直径の1.1倍以下とされていることを特徴とする可変バルブタイミング装置付DOHCエンジン。

【請求項5】 請求項1又は請求項3において、吸気バルブと排気バルブとの間のバルブ挟み角は、 $40^\circ$ 以下とされていることを特徴とする可変バルブタイミング装置付DOHCエンジン。

【請求項6】 請求項5において、

第2カム軸により開閉作動されるバルブは、バルブ軸のシリンダ中心線に対する傾き角が $20^\circ$ 以下とされていることを特徴とする可変バルブタイミング装置付DOHCエンジン。

【請求項7】 請求項2において、

バルブタイミング可変手段は作動液の供給を受けて作動する液圧式のものであり、

第1カム軸内には、一端が該バルブタイミング可変手段に接続される一方、他端がカム軸外周面に開口する作動液供給用の液路が形成され、

上記第1カム軸を支持する軸受部のうち、上記バルブタイミング可変手段に最も近い軸受部の軸受面には、上記液路の開口部に連通する周方向の開口溝が形成されるとともに、

上記軸受部の軸受面は、上記開口溝の形成されていない

軸受部に較べ、カム軸軸線方向の幅が大きくされていることを特徴とする可変バルブタイミング装置付DOHCエンジン。

【請求項8】 請求項1において、

2本のカム軸の2つの従動輪と無端伝動部材との係合範囲は、いずれも従動輪中心に対し $120^\circ$ 以内の角度範囲とされていることを特徴とする可変バルブタイミング装置付DOHCエンジン。

【請求項9】 請求項1又は8において、

無端伝動部材の緩み側スパンには、該緩み側スパンを押圧して無端伝動部材の張力を調整するテンショナが設けられており、

上記テンショナにより無端伝動部材に張力を加えたときに、加えない自由状態と較べ、無端伝動部材と各従動輪との係合範囲の変化量が従動輪中心に対する角度範囲で $10^\circ$ 以下であることを特徴とする可変バルブタイミング装置付DOHCエンジン。

【請求項10】 請求項1において、

無端伝動部材の緩み側スパンには、該緩み側スパンを押圧して無端伝動部材の張力を調整するテンショナが設けられており、

上記テンショナにより無端伝動部材に張力を加えたときに、加えない自由状態と較べ、無端伝動部材と各従動輪との係合範囲の変化量が該各従動輪の係合部の1ピッチ長以下であることを特徴とする可変バルブタイミング装置付DOHCエンジン。

【請求項11】 請求項1において、

無端伝動部材の緩み側スパンには、該緩み側スパンを押圧して無端伝動部材の張力を調整するテンショナが設けられており、

上記第1カム軸の従動輪とクランク軸の駆動輪とに外接する接線の各接点間の長さを $L1$ とし、

上記テンショナにより無端伝動部材に張力を加えた状態で、上記各接点間に張られた無端伝動部材の長さを $L2$ としたとき、

上記長さ $L1$ と長さ $L2$ との差は、上記従動輪の係合部の1ピッチ長以下であることを特徴とする可変バルブタイミング装置付DOHCエンジン。

【請求項12】 請求項1において、

テンショナは、無端伝動部材を駆動輪及び従動輪に巻き掛けるときに位置固定される初期張力調整用のものであることを特徴とする可変バルブタイミング装置付DOHCエンジン。

【請求項13】 シリンダヘッドの左右両側に配設され、かつクランク軸上の駆動輪に共通の無端伝動部材を介して駆動連結される従動輪が設けられ、クランク軸に同期して駆動されてそれぞれバルブを開閉作動させる第1及び第2の2本のカム軸と、

上記第1カム軸の端部に設けられ、該第1カム軸と上記従動輪とを相対回転させて、第1カム軸のクランク軸に

対する回転位相を変更するバルブタイミング可変手段とを備えた可変バルブタイミング装置付DOHCエンジンにおいて、

上記第 1 カム軸は、シリンダの左右両側に形成されたヘッドボルト孔の中心線方向から見て、該ヘッドボルト孔よりもエンジンの左右方向外側に配置されており、

上記第 2 カム軸は、上記ヘッドボルト孔の中心線方向から見て、該ヘッドボルト孔の中心線に重なるか、又は該ヘッドボルト孔よりもエンジンの左右方向内側に配置されており、

上記第 1 カム軸を支持する軸受部のうち、バルブタイミング可変手段に最も近い軸受部の軸受面は、他の軸受部に比べ、カム軸軸線方向のエンジン内側に拡大されていることを特徴とする可変バルブタイミング装置付DOHCエンジン。

【請求項 1 4】 請求項 1 3 において、第 1 カム軸を支持する全ての軸受部は、互いに同一の軸受径を有することを特徴とする可変バルブタイミング装置付DOHCエンジン。

【請求項 1 5】 請求項 1 4 において、第 1 カム軸はロッカーアームを介してバルブを駆動するものであり、

上記ロッカーアームのバルブとの当接部分は、該ロッカーアームと上記第 1 カム軸との摺接位置よりもエンジン幅方向内側に設けられていることを特徴とする可変バルブタイミング装置付DOHCエンジン。

【請求項 1 6】 請求項 1 5 において、第 2 カム軸はロッカーアームを介してバルブを駆動するものであり、

上記ロッカーアームのバルブとの当接部分は、該ロッカーアームと上記第 2 カム軸との摺接位置よりもエンジン幅方向外側に設けられていることを特徴とする可変バルブタイミング装置付DOHCエンジン。

【請求項 1 7】 請求項 1 5 又は 1 6 において、第 1 カム軸は吸気バルブを開閉作動させるものであることを特徴とする可変バルブタイミング装置付DOHCエンジン。

【請求項 1 8】 シリンダヘッドの左右両側に配設され、かつクランク軸上の駆動プーリに共通のタイミングベルトを介して駆動連結される従動プーリが設けられ、クランク軸に同期して駆動されてそれぞれバルブを開閉作動させる第 1 及び第 2 の 2 本のカム軸と、

上記第 1 カム軸の端部に設けられ、該第 1 カム軸と上記従動プーリとを相対回転させて、第 1 カム軸のクランク軸に対する回転位相を変更するバルブタイミング可変手段とを備えた可変バルブタイミング装置付DOHCエンジンにおいて、

上記第 1 カム軸は、タイミングベルトの緩み側スパンが進入する従動プーリを有するものであり、

上記タイミングベルトの緩み側スパンには、該緩み側ス

パンを押圧してタイミングベルトの張力を調整するテンションが設けられ、上記第 1 カム軸の従動プーリ及び駆動プーリに外接する接線の各接点間の長さを  $L_1$  とし、上記テンションによりタイミングベルトに張力を加えたときに上記各接点間に張られたタイミングベルトの長さを  $L_2$  としたとき、上記長さ  $L_1$  と長さ  $L_2$  との差はタイミングベルトの歯たけ  $t_1$  以下とされており、

上記バルブタイミング可変手段は、

第 1 カム軸に回転一体に連結された内側回転部材と、

10 上記内側回転部材に対し相対回転可能に外嵌合されて連結される一方、上記従動プーリに回転一体に連結されてカム軸軸線方向に延びる円筒状の外側回転部材とを有し、

上記外側回転部材外周の直径を長さ  $D_1$  とし、

上記従動プーリの歯底円の直径を長さ  $D_2$  としたとき、 $D_2 - t_1 \leq D_1 < D_2 + t_1$  の関係が満たされていることを特徴とする可変バルブタイミング装置付DOHCエンジン。

【請求項 1 9】 請求項 1 1 において、

20 無端伝動部材はタイミングベルトであり、

バルブタイミング可変手段は、

第 1 カム軸に回転一体に連結された内側回転部材と、

上記内側回転部材に対し相対回転可能に外嵌合されて連結される一方、上記従動プーリに回転一体に連結されてカム軸軸線方向に延びる円筒状の外側回転部材とを有し、

上記外側回転部材外周の直径を長さ  $D_1$  とし、

上記従動プーリの歯底円の直径を長さ  $D_2$  とし、

30 上記タイミングベルトの歯たけを長さ  $t_1$  としたとき、 $D_2 - t_1 \leq D_1 < D_2 + t_1$  の関係が満たされていることを特徴とする可変バルブタイミング装置付DOHCエンジン。

【請求項 2 0】 請求項 1 8 又は 1 9 において、

外側回転部材外周の直径  $D_1$  と、

第 1 カム軸に設けられた従動プーリの歯底円の直径  $D_2$  と、

タイミングベルトの歯たけ  $t_1$  との間には、

40  $D_2 - t_1 \leq D_1 < D_2$  の関係が満たされていることを特徴とする可変バルブタイミング装置付DOHCエンジン。

【発明の詳細な説明】

【0 0 0 1】

【発明の属する技術分野】本発明は、カム軸に対するスプロケットやタイミングプーリ等の回転位相を変えて、バルブの開閉タイミングを変更するようにした可変バルブタイミング装置（以下、VVTという）付DOHCエンジンに関し、特に、吸排気性の向上及びコンパクト化のためにバルブの挟み角を狭めたものの技術分野に属する。

【0 0 0 2】

【従来の技術】従来より、この種のVVT付エンジンとして、例えば、特開平9-250310号公報に開示されるように、吸気側のカム軸の一端部にアクチュエータを設け、このアクチュエータによりタイミングプーリとカム軸とを相対的に回動させるようにしたものが知られている。そして、一般に、上記アクチュエータとして、吸気側カム軸の端部に回転一体に連結された内側回動部材と、該内側回動部材に対し相対回轉可能に外嵌合されて連結される一方、タイミングプーリに回転一体に連結された外側回動部材とを備え、上記内側回動部材を外側回動部材に対し油圧力によって正逆両側に回動させるようにした油圧式のものが用いられている。

【0003】また、吸気バルブと排気バルブとの間のバルブ挟み角を例えば40度以下に狭めたDOHCエンジンは従来から知られており、このものでは、バルブが上下方向に延びるように配置されるので、吸気ポート及び排気ポートの形状の自由度が高くなり、そのポート形状の設計により流通抵抗を低減して、特に吸気性の向上を図れるという利点がある。また、バルブ挟み角の狭角化に伴い2本のカム軸同士の間隔が短縮されるので、シリンダヘッドを幅方向に短縮でき、また、タイミングプーリやスプロケットの張り出しが少なくなって、エンジン幅方向のコンパクト化が図られる。

#### 【0004】

【発明が解決しようとする課題】ところが、上記従来のVVT付エンジンでは、カム軸の端部にかなり重量のあるVVTを片持ち支持する構造であるので、該VVTに最も近いカム軸のいわゆる1番ジャーナルの軸受部に大きな負担がかかり易く、バルブ挟み角を狭めたときには、以下のような信頼性の面での不具合が生じる。すなわち、バルブ狭角化に伴いバルブが上下方向に延びるように配置されるため、バルブを開閉作動させるときにカム軸を突き上げるバルブ反力が増大し、このことで、該カム軸に対し作用するタイミングベルトの張力が大きくなって、カム軸自体や軸受部への負担が過大なものになる虞れがある。

【0005】また、2本のカム軸同士の間隔が短くなると、カム軸を支持する軸受部がシリンダヘッド上で相対的にエンジンの幅方向内側に配置されることになるので、シリンダヘッドをシリンダブロックに締結するヘッドボルトと上記軸受部との干渉の問題が生じる。そのため、上記1番ジャーナルの軸受部の負担を低減するためにその軸受面の面積を拡大して、面圧を低下させようとしても、上記の干渉の問題を回避しようとするれば、軸受面を十分に拡大することはできない。

【0006】これに対し、上記1番ジャーナル部分の軸受径を拡大して軸受面積を増大させることも考えられるが、この場合には、1番ジャーナルの軸受部のみを同一のカム軸を支持する他の軸受部とは別に加工することになり、各軸受部の間で同心度を従来同様に高精度に維持

することが難かしい上、生産コストの著しい上昇を招くという不具合がある。

【0007】その他、例えば実開昭63-112号公報に開示されるように、カム軸の先端に支持されたVVTを反対側からも回転自在に支持して両持ちの構造とすることも考えられるが、この構造では、エンジンの長手方向の寸法が無用に大きくなるので、近年のエンジンに対するコンパクト化の要請に鑑みると、実現は困難である。

【0008】本発明は斯かる諸点に鑑みてなされたものであり、その目的とするところは、VVTを備えかつバルブ挟み角を狭角化したDOHCエンジンにおいて、VVTやカム軸軸受部の配置に工夫を凝らし、主にカム軸の1番ジャーナル及びその軸受部に加わる負担を低減することで、生産コストの著しい上昇やエンジン全長の無用の増大を招くことなく、信頼性の向上を図ることにある。

#### 【0009】

【課題を解決するための手段】上記目的を達成するために、本発明の第1の解決手段では、シリンダヘッドの左右両側に配設され、かつクランク軸上の駆動輪に共通の無端伝動部材を介して駆動連結される従動輪が設けられ、クランク軸に同期して駆動されてそれぞれバルブを開閉作動させる第1及び第2の2本のカム軸と、該第1カム軸の端部に設けられ、該第1カム軸と上記従動輪とを相対回轉させて、上記第1カム軸のクランク軸に対する回轉位相を変更するバルブタイミング可変手段とを備えた可変バルブタイミング装置付DOHCエンジンを前提とする。そして、上記第1及び第2の各カム軸は、シリンダの左右両側に形成されたヘッドボルト孔の中心線方向から見て、該左右各側のヘッドボルト孔の中心線に重なるように配置されており、上記第1カム軸は、無端伝動部材の緩み側スパンが進入する従動輪を有する緩み側のカム軸とする。

【0010】ここで、上記緩み側スパンとは、無端伝動部材が駆動輪と従動輪との間に張られて該駆動輪側から従動輪側へ移動する側のことであり、この緩み側スパンでは、反対に従動輪から駆動輪側へ移動する張り側スパンに較べて無端伝動部材の張力が小さくなる。

【0011】したがって、上記請求項1の構成によれば、第1及び第2の2本のカム軸は互いに近くに配置されているので、吸気バルブと排気バルブの間のバルブ挟み角を狭めて、吸排気の流通抵抗の低減、及びエンジン幅方向のコンパクト化が可能になる。しかも、重量の大きいバルブタイミング可変手段が緩み側のカム軸に設けられているので、該バルブタイミング可変手段を反対の張り側のカム軸に設けた場合に較べて、無端伝動部材の張力増大によってカム軸や軸受部にかかる負担を小さくすることができ、よって、信頼性向上が図られる。

【0012】請求項2記載の発明では、請求項1記載の



発明において、第 1 カム軸を支持する全ての軸受部は互いに同一の軸受径を有するものとする。このことで、全ての軸受部を従来までと同様に同時に加工することができるので、生産コストの著しい上昇を招くことなく、各軸受部間の同心度を容易に維持することができる。

【0013】請求項 3 記載の発明では、請求項 2 記載の発明における 2 本のカム軸は、バルブリフトを介して直接バルブを駆動するものとする。このことで、ロッカーアームを用いた場合に較べてカム軸へのバルブ反力が小さくなり、カム軸や軸受部への負担が低減する上、エンジンのコンパクト化が容易になる。

【0014】請求項 4 記載の発明では、請求項 3 記載の発明における 2 本のカム軸の間隔は、緩み側のカム軸に設けられた従動輪の直径の 1. 1 倍以下とする。このことで、2 本のカム軸の間隔が具体化される。そして、バルブ狭角化に伴いバルブ反力によるカム軸への負担が確実に大きくなるので、このような場合に、請求項 3 記載の発明の如くカム軸や軸受部への負担を低減する作用が特に有効になる。

【0015】請求項 5 記載の発明では、請求項 1 又は請求項 3 に記載の発明において、吸気バルブと排気バルブとの間のバルブ挟み角は、 $40^{\circ}$  以下とする。このことで、バルブ挟み角が具体化され、請求項 4 記載の発明と同様、カム軸や軸受部への負担を低減する作用が特に有効になる。

【0016】請求項 6 記載の発明では、請求項 5 記載の発明において、第 2 カム軸により開閉作動されるバルブは、バルブ軸のシリンダ中心線に対する傾き角が  $20^{\circ}$  以下とする。

【0017】すなわち、一般に、張り側の第 2 カム軸に対しては、無端伝動部材の張力は緩み側の第 1 カム軸よりも下向きに作用する。このため、第 2 カム軸によって開閉作動されるバルブが上下方向に延びるように配置されていて、第 2 カム軸へのバルブ反力の上下方向成分が大きくなると、上記無端伝動部材の張力による力とバルブ反力とが略正反対の向きに作用することになるので、張り側の第 2 カム軸の負担は極めて大きくなってしまふ。従って、このような場合に、バルブタイミング可変手段をカム軸及び軸受部の負担が小さい緩み側の第 1 カム軸に配設することにより、エンジンのコンパクト化と信頼性向上とが図られる。

【0018】請求項 7 記載の発明では、請求項 2 記載の発明におけるバルブタイミング可変手段は作動液の供給を受けて作動する液圧式のものであり、第 1 カム軸内には、一端が該バルブタイミング可変手段に接続される一方、他端がカム軸外周面に開口する作動液供給用の液路が形成され、上記第 1 カム軸を支持する軸受部のうち、上記バルブタイミング可変手段に最も近い軸受部の軸受面には、上記液路の開口部に連通する周方向の開口溝が形成されるとともに、該軸受部の軸受面は、上記開口溝

の形成されていない軸受部に較べ、カム軸軸線方向の幅が大きくされている構成とする。

【0019】この構成では、バルブタイミング可変手段が液圧式のものに特定され、該バルブタイミング可変手段に作動液を供給する構成が具体化される。また、軸受部に液圧経路としての開口溝が形成されていても、その分、軸受面の幅を大きくすることで、上記開口溝の形成に伴う軸受面の圧力上昇を抑えることができる。

【0020】請求項 8 記載の発明では、請求項 1 記載の発明において、2 本のカム軸に設けられた各従動輪と無端伝動部材との係合範囲は、いずれも従動輪中心に対し  $120^{\circ}$  以内の角度範囲とする。

【0021】このことで、無端伝動部材は、2 つの従動輪とクランク軸の駆動輪との間に張架されたときに、該 2 つの従動輪間では略水平に延びるように張られている。このため、各従動輪と無端伝動部材との係合範囲が従動輪中心に対し  $120^{\circ}$  以内の角度範囲であれば、該各従動輪と駆動輪との間では、上記無端伝動部材は略上下方向に延びるように張られていることになる。そのため、上記無端伝動部材から各従動輪に対し作用する力の上下方向成分が大きくなり易く、第 1 カム軸及び軸受部の負担はかなり大きくなってしまふ。従って、このような場合に、請求項 1 記載の発明の如くカム軸や軸受部への負担を低減する作用が特に有効になる。

【0022】請求項 9 記載の発明では、請求項 1 又は 8 記載の発明における無端伝動部材の緩み側スパンには、該緩み側スパンを押圧して無端伝動部材の張力を調整するテンショナが設けられている。そして、該テンショナにより無端伝動部材に張力を加えたときに、加えない自由状態と較べ、無端伝動部材と各従動輪との係合範囲の変化量が従動輪中心に対する角度範囲で  $10^{\circ}$  以下になるものとする。

【0023】このことで、無端伝動部材は、2 つの従動輪とクランク軸に設けられた駆動輪との間に張架されたときに、自由状態であっても殆ど遊びのない状態になっている。そのため、テンショナにより張力が加えられた状態で、上記無端伝動部材は緩み側の第 1 カム軸の従動輪と駆動輪との間に略上下方向に延びるように張られていることになるので、上記無端伝動部材から各従動輪に対し作用する力の上下方向成分が大きくなり易く、第 1 カム軸及び軸受部の負担はかなり大きくなってしまふ。従って、請求項 8 記載の発明と同様、カム軸や軸受部への負担を低減する作用が特に有効なものになる。

【0024】請求項 10 記載の発明では、請求項 1 記載の発明における無端伝動部材の緩み側スパンには、該緩み側スパンを押圧して無端伝動部材の張力を調整するテンショナが設けられている。そして、該テンショナにより無端伝動部材に張力を加えたときに、加えない自由状態と較べ、無端伝動部材と各従動輪との係合範囲の変化量が該各従動輪の係合部の 1 ピッチ長以下となるものと

する。

【0025】このことで、請求項8又は9記載の発明と同様、上記無端伝動部材から各従動輪に対し作用する力の上下方向成分が大きくなり易く、第1カム軸及び軸受部の負担がかなり大きくなってしまいますので、カム軸や軸受部への負担を低減する作用が特に有効なものになる。また、上記無端伝動部材の遊びが極めて少ないので、従動輪との係合時に1ピッチ長以上ずれることはなく、よって、組み付け時の間違いに起因するバルブタイミングの狂いを回避できる。

【0026】請求項11記載の発明では、請求項1記載の発明における緩み側スパンには、該緩み側スパンを圧縮して無端伝動部材の張力を調整するテンションが設けられている。そして、上記第1カム軸の従動輪とびクランク軸に設けられた駆動輪とに外接する接線の各接点間の長さをL1とし、上記テンションにより無端伝動部材に張力を加えた状態で、上記接線の各接点間に張られた無端伝動部材の長さをL2としたとき、該長さL1と長さL2との差は、上記従動輪の係合部の1ピッチ長以下になるものとする。

【0027】すなわち、上記長さL1と長さL2との差は、従動輪と駆動輪との間に張られた無端伝動部材の自由状態での遊びの長さに相当する。従って、この発明では、請求項8ないし10と同様、テンションにより張力が加えられた状態で、上記無端伝動部材が第1カム軸の従動輪とクランク軸の駆動輪との間に略上下方向に延びるように張られていることになり、該各請求項に記載の発明と同様、第1カム軸及び軸受部の負担がかなり大きくなってしまいますので、該第1カム軸や軸受部への負担を低減する作用が特に有効なものになる。また、請求項11記載の発明と同様、組み付け時の間違いに起因するバルブタイミングの狂いを回避できる。

【0028】請求項12記載の発明では、請求項1記載の発明におけるテンションは、無端伝動部材を駆動輪や従動輪に巻き掛けるときに位置固定される初期張力調整用のものとする。このことで、無端伝動部材の張力はオートテンションを用いた場合に較べてピーク値が大きくなるので、その張力による第1カム軸及び軸受部の負担が大きくなり易い。従って、このような場合に、請求項1記載の発明の如くカム軸や軸受部への負担を低減する作用が特に有効になる。

【0029】本発明の第2の解決手段では、バルブタイミング可変手段を設けるカム軸を、該カム軸を支持する軸受部とヘッドボルトとの干渉が回避されるようにエンジンの外側にオフセット配置した。

【0030】具体的に、請求項13記載の発明は、シリンダヘッドの左右両側に配設され、かつクランク軸上の駆動輪に共通の無端伝動部材を介して駆動連結される従動輪が設けられ、クランク軸に同期して駆動されてそれぞれバルブを開閉作動させる第1及び第2の2本のカム

軸と、該第1カム軸の端部に設けられ、該第1カム軸と上記従動輪とを相対回転させて、第1カム軸のクランク軸に対する回転位相を変更するバルブタイミング可変手段とを備えた可変バルブタイミング装置付DOHCエンジンを前提とする。そして、上記第1カム軸は、シリンダの左右両側に形成されたヘッドボルト孔の中心線方向から見て、該ヘッドボルト孔よりもエンジンの左右方向外側に配置されており、上記第2カム軸は、上記ヘッドボルト孔の中心線方向から見て、該ヘッドボルト孔の中心線に重なるか、又は該ヘッドボルト孔よりもエンジンの左右方向内側に配置されており、上第1カム軸を支持する軸受部のうち、バルブタイミング可変手段に最も近い軸受部の軸受面は、他の軸受部に較べ、カム軸軸線方向のエンジン内側に拡大されている構成とする。

【0031】この構成によれば、重量の有るバルブタイミング可変手段が設けられた第1カム軸は、シリンダヘッドに設けられたヘッドボルト孔よりも外側に配置されているので、該第1カム軸を支持する軸受部の軸受面を、ヘッドボルトとの干渉の問題を回避しつつ拡大することができ、このことで、該軸受面に作用する圧力の上昇を抑えて、第1カム軸や軸受部にかかる負担を小さくすることができる。しかも、上記バルブタイミング可変手段に最も近い軸受部をカム軸軸線方向のエンジン内側に拡大しているので、エンジンの長手方向寸法が大きくなることはない。

【0032】また、第2カム軸はヘッドボルト孔の中心線に重なるか又はそれよりもエンジンの左右方向内側に、すなわち上記第1カム軸に近づけて配置されているので、吸気バルブと排気バルブの間のバルブ挟み角を狭めた狭角配置とすることができる。

【0033】請求項14記載の発明では、請求項13記載の発明において、第1カム軸を支持する全ての軸受部は互いに同一の軸受径を有するものとする。このことで、請求項3記載の発明と同様の作用が得られる。

【0034】請求項15記載の発明では、請求項14記載の発明における第1カム軸は、ロッカーアームを介してバルブを駆動するものであり、該ロッカーアームのバルブとの当接部分は、該ロッカーアームと第1カム軸との摺接位置よりもエンジンの左右方向内側に設けられているものとする。このことで、第1カム軸により開閉作動されるバルブは上下方向に延びるように配置され、かつその配置上の自由度が高いので、ポート形状の設計による吸排気の流通抵抗の低減作用を一層高めることができる。

【0035】請求項16記載の発明では、請求項15記載の発明における第2カム軸は、ロッカーアームを介してバルブを駆動するものであり、該ロッカーアームのバルブとの当接部分は、該ロッカーアームと上記第2カム軸との摺接位置よりもエンジン幅方向外側に設けられているものとする。このことで、第2カム軸により開閉作

10

20

30

40

50

動されるバルブについても、配置上の自由度が高まる。

【0036】請求項17記載の発明では、請求項15又は16に記載の発明における第1カム軸は、吸気バルブを開閉作動させるものとする。このことで、吸気側の流通抵抗の低減によりエンジン性能を有効に向上させることができる。

【0037】請求項18記載の発明は、シリンダヘッドの左右両側に配設され、かつクランク軸上の駆動プーリに共通のタイミングベルトを介して駆動連結される従動プーリが設けられ、クランク軸に同期して駆動されてそれぞれバルブを開閉作動させる第1及び第2の2本のカム軸と、該第1カム軸の端部に設けられ、該第1カム軸と上記従動プーリとを相対回転させて、第1カム軸のクランク軸に対する回転位相を変更するバルブタイミング可変手段とを備えた可変バルブタイミング装置付DOHCエンジンを前提とする。そして、上記第1カム軸は、タイミングベルトの緩み側スパンが進入する従動プーリを有する緩み側のカム軸であり、上記タイミングベルトの緩み側スパンには、該緩み側スパンを押圧してタイミングベルトの張力を調整するテンショナが設けられ、該第1カム軸の従動プーリ及び駆動プーリに外接する接線の各接点間の長さを $L1$ とし、上記テンショナによりタイミングベルトに張力を加えたときに上記各接点間に張られたタイミングベルトの長さを $L2$ としたとき、該長さ $L1$ と長さ $L2$ との差はタイミングベルトの歯たけ $t1$ 以下とされている。そして、上記バルブタイミング可変手段は、第1カム軸に回転一体に連結された内側回動部材と、該内側回動部材に対し相対回転可能に外嵌合されて連結される一方、上記従動プーリに回転一体に連結されてカム軸軸線方向に延びる円筒状の外側回動部材とを有し、上記外側回動部材外周の直径を長さ $D1$ とし、上記従動プーリの歯底円の直径を長さ $D2$ としたとき、 $D2 - t1 \leq D1 < D2 + t1$ の関係が満たされる構成とする。

【0038】この構成によれば、重量の有るバルブタイミング可変手段が緩み側の第1カム軸に設けられているので、請求項1記載の発明と同様に信頼性向上が図られる。

【0039】また、タイミングベルトの長さが、2つの従動プーリと駆動プーリとの間に張架されたときに自由状態であっても殆ど遊びがない長さなので、タイミングベルトをプーリに係合させて張架する作業は困難なものになるが、この発明では、上記バルブタイミング可変手段の外側回動部材が第1カム軸の従動プーリにカム軸軸線方向に延びるように配設されており、その外周径が上記従動プーリの歯先円の直径よりも小さくかつ歯底円の直径に近い値に設定されているので、上記タイミングベルトを、まず、バルブタイミング可変手段のケーシングに引っかけておいて、該タイミングベルトの歯と従動プーリの歯とを合わせて係合させるようにすれば、上記の

タイミングベルトの張架作業を容易に行うことができる。

【0040】請求項19記載の発明では、請求項11記載の発明における無端伝動部材はタイミングベルトであり、バルブタイミング可変手段は、第1カム軸に回転一体に連結された内側回動部材と、該内側回動部材に対し相対回転可能に外嵌合されて連結される一方、上記従動プーリに回転一体に連結されてカム軸軸線方向に延びる円筒状の外側回動部材とを有するものである。そして、上記外側回動部材外周の直径を長さ $D1$ とし、上記従動プーリの歯底円の直径を長さ $D2$ とし、上記タイミングベルトの歯たけを長さ $t1$ としたとき、 $D2 - t1 \leq D1 < D2 + t1$ の関係が満たされるものとする。

【0041】このことで、請求項18記載の発明と同様の作用が得られ、タイミングベルトの張架作業を容易に行うことができる。

【0042】請求項20記載の発明では、請求項18又は19記載の発明において、外側回動部材外周の直径 $D1$ と、第1カム軸に設けられた従動プーリの歯底円の直径 $D2$ と、タイミングベルトの歯たけ $t1$ との間には、 $D2 - t1 \leq D1 < D2$ の関係が満たされるものとする。

【0043】このことで、外側回動部材の外周径が従動プーリの歯底円の直径よりも小さい値に設定されているので、タイミングプーリを外側回動部材に引っかける作業が容易になり、よって、タイミングベルトの張架作業のさらなる容易化が図られる。

【0044】

【発明の実施の形態】以下、本発明の実施形態を図面に基いて説明する。

【0045】（実施形態1）図1～図3は、本発明の実施形態に係る可変バルブタイミング装置（以下、VVTという）付DOHCエンジンEを示し、このエンジンEは直列4気筒ガソリンエンジンであって、4つの気筒が車幅方向に一例に並ぶように車両のエンジンルーム内に横置き配置されるものである。

【0046】上記図2において、1はシリンダヘッドであり、このシリンダヘッド1の上部には、吸気バルブを開閉作動させる吸気側のカム軸（第1カム軸）2と、排気バルブを開閉作動させる排気側のカム軸（第2カム軸）3とが、それぞれ5カ所の軸受部4、4、…により回転可能に支持されている。上記2本のカム軸2、3のエンジン前側の端部（同図の左端部）には、図3に示すように、それぞれカムプーリ（従動輪）5、6が取り付けられ、該2つのカムプーリ5、6と、クランク軸7に嵌合されたクランクプーリ（駆動輪）8との間にはタイミングベルト（無端伝動部材）9が張架されていて、このタイミングベルト9を介してクランク軸7の回転力がカムプーリ5、6に伝達され、2本のカム軸2、3が回転駆動されるようになっている。

【0047】上記吸気側のカム軸2は、タイミングベルト9の緩み側スパンが進入するカムプリー5を有する緩み側のカム軸なので、該第1カム軸2に作用するタイミングベルト9の張力は張り側のカム軸3よりも相対的に小さい。そして、本発明では、上記吸気側のカム軸2の端部に後述の如くカム軸2とカムプリー5とを油圧力により相対回転させて、カム軸2のクランク軸7に対する回転位相を変更するバルブタイミング可変手段としてのVVT10(図6参照)が設けられている。また、上記タイミングベルト9の張り側スパン(図3の右側)には

10  
【0048】尚、図2における17、17、…は、燃焼室に連通されていて、図示しない点火プラグが装着されるプラグホールである。

【0049】上記吸気側及び排気側の2本のカム軸2、3同士の間隔は、吸気側カムプリー5の直径の1.1倍以下とされている。具体的には、上記吸気側及び排気側の2本のカム軸2、3は、図4に示すように、シリンダヘッド1に形成されたヘッドボルト孔20、20、…の中心線方向から見て、該中心線に重なるようにエンジン幅方向(同図の上下方向)に互いに近づいて配置されている。上記ヘッドボルト孔20、20、…は、シリンダヘッド1をシリンダブロック15の上面に締結するシリ

30  
ンダボルトが螺合されるもので、1つのシリンダボア(同図に仮想線で示す)の周りに等間隔に4つつつ配置されるように形成されたものである。また、21、21、…、22、22、…は、それぞれ吸気側及び排気側のバルブ駆動系が収容される孔部である。

【0050】この孔部21、22には、図5に示すように、それぞれ吸気バルブ23及び排気バルブ24を閉状態になる側(同図の上側)に付勢するバルブスプリング25と、バルブ軸の先端に連結されて上記バルブスプリング25による押圧付勢力を受けるバケット型のバルブリフタ26とが収容されている。また、上記吸気バルブ

いたものに較べてカム軸2、3へのバルブ反力を小さくすることができ、コンパクト化も容易になる。

【0051】また、上記吸気バルブ23及び排気バルブ24は、それぞれ中心軸線x1、x2がシリンダ中心線yに対し互いに反対の側に約15度傾斜して配置されていて、それらの間の挟み角が約30°と狭く設定されている。すなわち、上記吸気バルブ23及び排気バルブ24はそれぞれ上下方向に延びるように配置されており、吸気ポート27が燃焼室28から滑らかに上方に延びるように形成されていて、吸気の流通抵抗の低減が図られている。また、バルブ23、24が上下方向に延びるように配置されているので、該バルブ23、24を開閉作動させるときにカム軸2、3に作用するバルブ反力の上下方向成分は大きくなり易い。

【0052】上記タイミングベルト9は、図3に示すように、吸気側及び排気側の2つのカムプリー5、6の間で略水平に延びる一方、上記各カムプリー5、6とクランクプリー8との間では上下方向に延びるように張られており、上記各カムプリー5、6との係合範囲はテンシヨナ12により張力を加えられた状態でいづれもプリー中心に対して約110度の角度範囲とされている。そのため、上記タイミングベルト9から各カムプリー5、6に対して作用する力は、それぞれ同図に実線の矢印で示すように上下方向成分が大きくなっており、このことによって、同図に破線の矢印で示すようにバルブからの反力がカム軸2、3に作用したときに、該カム軸2、3及び軸受部4、4、…にかかる負担はかなり大きくなる。特に、ベルト張り側に位置する排気側のカムプリー6では、タイミングベルト9から排気側のカム軸3に作用する力は、該排気側カム軸3に作用するバルブ反力と略正反対の向きになるので、カム軸3及び軸受部4、4、…の負担は極めて大きい。

【0053】また、上記タイミングベルト9は、2つのカムプリー5、6及びクランクプリー8に張架されたときに、テンシヨナ12により張力を加えられていない自由状態であっても殆ど遊びのないような長さを有している。すなわち、テンシヨナ12により張力を加えた状態と加えない自由状態との間で、上記タイミングベルト9と各カムプリー5、6との係合範囲の変化量は、プリー中心に対する角度範囲で10°以下になっている。言い換えると、各カムプリー5、6の歯数が36であるから、上記タイミングベルト9と各カムプリー5、6との係合範囲の変化量は、該各カムプリー5、6の歯(係合部)の1ピッチ長以下となっている。

【0054】より詳しくは、上記吸気側のカムプリー5及びクランクプリー8に外接する接線(同図に仮想線で示す)の各接点P1、P2長さをL1とし、テンシヨナ12によりタイミングベルト9に張力を加えた状態で、上記接点P1と接点P2との間のタイミングベルト9の長さをL2とすれば、上記長さL1と長さL2との差

は、上記カムプリー 5 の歯の 1 ピッチ長以下になっている。

【0055】このように、上記タイミングベルト 9 は遊びが極めて少ないので、カムプリー 5、6 との係合時に 1 ピッチ長以上ずれることはなく、よって、組み付け時の間違いに起因するバルブタイミングの狂いを回避できる。

【0056】次に、上記 VVT 10 の構成について詳細に説明する。

【0057】図 6 に示すように、シリンダヘッド 1 の上部に設けられたシリンダヘッドカバー 30 (図 1 参照) の内部において、吸気側のカム軸 2 の先端部 (同図の左側の端部) には、1 番ジャーナルの軸受部 4 よりも先端側の外周部にカムプリー 5 が上記カム軸 2 に対し相対回転可能に取り付けられ、該カムプリー 5 の外側には、VVT 10 が回転一体に連結されている。

【0058】上記 VVT 10 は、上記カム軸 2 の端面に回転一体に連結されたロータ (内側回転部材) 31 と、そのロータ 31 に対し相対的に所定角度だけ回転可能に連結される一方、上記カムプリー 5 に回転一体に連結された円筒状のケーシング (外側回転部材) 32 とを備えている。上記ロータ 31 は、図 7 及び図 8 に示すように、円筒状のボス部の外周部から径方向外方に突出する 4 つのベーンが概ね等間隔に設けられたもので、座金部材 33 及びボルト 34 によりカム軸 2 に取り付けられて一体回転するようになっている。一方、上記ケーシング 32 は中空円筒状に形成され、円盤状の蓋部材 35 と共にボルト 36 により上記カムプリー 5 に一体的に取り付けられ、このカムプリー 5 と一体回転するようになっている。

【0059】また、上記ケーシング 32 の外径の長さ D1 は、カムプリー 5 の歯底円の直径を長さ D2 とし、かつタイミングベルト 9 の歯たけ (歯底から歯先までの厚み) を長さ t1 としたとき、 $D2 - t1 \leq D1 < D2$

の関係が満たされる。つまり、上記 VVT 10 のケーシング 32 の外径 D1 がカムプリー 5 の歯底円の直径 D2 よりも僅かに小さくなるように設定されている。

【0060】尚、上記ケーシング 32 外径 D1 と、カムプリー 5 の歯底円直径 D2 と、タイミングベルト 9 の歯たけ t1 との間の関係としては、 $D2 - t1 \leq D1 < D2 + t1$

の関係が満たされるようにしてもよい。

【0061】上記ロータ 31 及びケーシング 32 は、カム軸 2 の軸線 z1 を中心とする同心位置に位置づけられ、ロータ 31 のベーンとケーシング 32 の突出壁部とが周方向に交互に配置されており、各ベーンの先端面がケーシング 32 の内周面に摺接する一方、各突出壁部の先端面がロータ 31 のボス部の外周面に摺接している。すなわち、上記カムプリー 5、ロータ 31 及びケーシ

ング 32 の間には、ロータ 31 のベーンとケーシング 32 の突出壁部とにより周方向に並んで 8 つの受圧室 (液圧室) 10a, 10b, 10a, 10b, … が区画形成されている。

【0062】上記図 7 及び図 8 において、37, 37, … はベーン及び突出壁部の各先端面に設けられたオイルシールである。また、図 6 において、32a はケーシング 32 と蓋部材 35 との間のオイル漏れを防止するための環状のオイルシールであり、さらに、32b は上記ケーシング 32 とカムプリー 5 との間でのオイル漏れを防止するための環状のオイルシールである。

【0063】尚、上記カムプリー 5 は、内周側部材 5a に外周側部材 5b を嵌合したものであり、該外周側部材 5b は精密な歯形を有するように焼結により成型されている。そのため、上記オイルシール 32b をケーシング 32 とカムプリー 5 の外周側部材 5b との間に設けたのでは相性が悪く、オイル漏れの生じる虞れがある。そこで、上記オイルシール 32b は、ケーシング 32 とカムプリー 5 の内周側部材 5a との間をシールするように内周側に設けられている。

【0064】上記 8 つの受圧室 10a, 10b, 10a, 10b, … のうち、ロータ 31 の各ベーンに対しカム軸 2 の回転側に位置づけられた 4 つの受圧室 (遅角側受圧室) 10a, 10a, … は、それぞれロータ 31 のボス部内に形成された油路 31a に連通されており、この油路 31a を介して供給される作動油圧が増大すれば、ロータ 31 がケーシング 32 に対しカム軸 2 の回転と反対側に回転され、これにより、吸気バルブ 23 の作動タイミングが遅角側に変更される。

【0065】一方、上記ロータ 31 の各ベーンに対して遅角側受圧室 10a, 10a, … の反対側に位置づけられた 4 つの受圧室 (進角側受圧室) 10b, 10b, … は、それぞれ、ロータ 31 のボス部内に形成された油路 31b に連通されており、この油路 31b を介して供給される作動油圧が増大すれば、ロータ 31 はケーシング 32 に対しカム軸 2 の回転する側に回転され、吸気バルブ 23 の作動タイミングが進角側に変更される。

【0066】上述の如き VVT 10 の作動油圧の制御は、この実施形態では、エンジン E のシリンダヘッドカバー 30 の上面に配置された電磁式のオイルコントロールバルブ (以下 OCV という) 44 により行われる。すなわち、作動油は、シリンダブロック 15 内のオイルギャラリ (図示せず) から、図 1 に示すように、オイルジョイント 38 と、エンジン外周に設けられたオイルパイプ 39 とを経由して、シリンダヘッドカバー 30 上面に設けられたバルブケース 40 に送られる。そして、図 6 に示すように、オイルジョイント 41 を介してユニオンボルト 42 内の油路に至り、ここからオイルフィルタ 43 を介して上記 OCV 44 に供給される。

【0067】上記 OCV 44 は、図 9 に示すように、コ

イル 45 及びプランジャ 46 を有する電磁ソレノイド 47 と、一端部が上記プランジャ 46 に連結される一方、他端部がスプリング 48 により押圧されるスプール 49 と、該スプール 49 を收容するケーシング 50 とを備え、図示しないコントロールユニットからの出力信号を印加された電磁ソレノイド 47 により上記スプール 49 の位置が高精度にデューティ制御されて、供給される作動油の流量及び方向を制御するものである。尚、同図において、50a は、ケーシング 50 に形成され、供給される圧油を受け入れる供給ポート、50b、50b は VVT 10 側に接続されて作動油を給排する一対のアクチュエータポートであり、さらに、50c、50c は VVT 10 側から戻ってきた戻り油を排出するドレンポートである。

【0068】そして、上記 OCV 44 により油圧制御された作動油は、後述の中間部材 52 及び軸受部 4 内に形成された油路によりカム軸 2 に供給され、そのカム軸 2 内に形成された油路を流通して VVT 10 の各油圧室 10a、10b、…に供給されるようになっている。

【0069】詳しくは、図 6 に示すように、上記バルブケース 40 には、カム軸間方向に延びて OCV 44 を收容する配設孔 40a が形成され、その配設孔 40a に直交して略水平方向に延びるように形成されたインレット孔 40b に上記ユニオンボルト 42 やオイルフィルダ 43 が内設されている。また、上記バルブケース 40 の配設孔 40a を隔てた反インレット孔側には、上下方向に延びて下面に開口する嵌挿部 40c と、その嵌挿部 40c を配設孔 40a に連通する 2 つのポート 40d、40e とが形成されている。さらに、配設孔 40a の側方から下方に亘って、シリンダヘッドカバー 30 上面に臨んで開口するドレン孔 40f が形成されており、このドレン孔 40f の下方に対向するシリンダヘッドカバー 30 の開口部 30a に続く部位は、上記 OCV 44 からリターンされる戻り油を開口部 30a からシリンダブロック内に還流させるドレン受け部 30b とされている。

【0070】上記中間部材 52 は、図 10 に示すように逆 T 字形状とされ、上端部がシリンダヘッドカバー 30 の開口部 30a を貫通して上方に突出して、バルブケース 40 の嵌挿部 40c に嵌挿される一方、下端部が 1 番ジャーナルの軸受部 4 の上面に取り付け固定されている。すなわち、吸気側のカム軸 2 を支持する軸受部 4、4、…は、それぞれシリンダヘッド 1 の上面に設けられた半割状の下側軸受部 53 (図 4 参照) と、この下側軸受部 53 の上面に配設され、セットボルト 54、54 により下側軸受部 53 に締結された半割状のカムキャップ 55 とにより構成されている。そして、上記軸受部 4、4、…には互いに同一の軸受径を有する軸受面 4a が形成されている。

【0071】上記中間部材 52 には、図 6 にも示すように、バルブケース 40 の嵌挿部 40c に嵌挿された状態

で 2 つのポート 40d、40e のうち的一方 40d により OCV 44 に連通する横向きの油路 61 と、この油路 61 に連通して斜め下方に延びる油路 62 と、上記他方のポート 40e により OCV 44 に連通する横向きの油路 63 と、この油路 63 に連通して上下方向に延びる油路 64 とが形成されている。また、1 番ジャーナルのカムキャップ 55 には、図 6 に示すように、中間部材 52 の一方の油路 62 に連通して上下方向に延びる油路 65 と、上記中間部材 52 の他方の油路 64 に連通して斜め下方に延びる油路 66 とが形成されている。

【0072】そして、1 番ジャーナルの軸受面 4a には、上記油路 65、66 にそれぞれ連通するようにカム軸 2 の軸線 z 1 方向に互いに離れて周方向に開口する 2 つの輪溝 (開口溝) 67、68 が形成されるとともに、上記軸受面 4a の軸線 z 1 方向の幅は上記輪溝 67、68 の分だけ大きくされている。このことで、軸受面 4a の面積は輪溝 67、68 が形成されない場合と変わらないので、面圧の上昇が抑えられる。

【0073】一方、カム軸 2 には、軸線 z 方向に延びていて、一端 (図 6 の左側端) がカム軸 2 の端面に開口し、VVT 10 のロータ 31 の油路 31a に連通する一方、他端 (同図の右側端) がカム軸 2 の 1 番ジャーナル部の外周面に開口し、上記軸受面 4a に形成された一方の輪溝 67 に連通する遅角側の油路 (液路) 70 が形成されている。さらに、カム軸 2 には、上記油路 70 と同様に一端が上記ロータ 31 の油路 31b に連通する一方、他端が上記軸受面 4a に形成された他方の輪溝 68 に連通する進角側の油路 (液路) 71 が形成されている。

【0074】尚、上記図 6 において、73 はカム軸 2 に設けられたセンシングプレート、74 はシリンダヘッドカバー 30 に設けられたカムアングルセンサである。また、VVT 10 をカム軸 2 に固定するボルト 34 内には、該 VVT 10 から漏れた作動油をシリンダヘッド 1 内に還流させるリターン通路 75 が形成され、上記の漏れ油をカム軸 2 内を介してシリンダヘッド 1 のリターン通路 76 へ導き、シリンダブロック 15 内に還流させる。さらに、カムプリー 5 とカムキャップ 52 及びシリンダヘッド 1 との間には、オイルシール 77 が介設されている。

【0075】このように構成された VVT 付エンジン E においては、例えばアイドル運転状態のようなエンジン E の極低負領域において、吸気バルブ 23 の作動タイミングを遅角側に変更するときには、OCV 44 のデューティ制御により遅角側の受圧室 10a、10a、…への作動油圧を増大させる。すなわち、オイルギャラリ側から供給される作動油は、図 6 に矢印で示すように、OCV 44 からバルブケース 40 のポート 40d、中間部材 52 の油路 61、62 及びカムキャップ 55 の油路 65 を流通して輪溝 67 に至り、その輪溝 67 に連通される

カム軸 2 内の遅角側の油路 7 0 を流通して、ロータ 3 1 の油路 3 1 a から 4 つの遅角側受圧室 1 0 a, 1 0 a, … に分配供給される。これにより、各遅角側受圧室 1 0 a の作動油圧が増大することで、ロータ 3 1 がケーシング 3 2 に対しカム軸 2 の回転と反対側に回転され、吸気バルブ 2 3 の作動タイミングが遅角側に変更されて、給排気のオーバーラップ量が小さくなる。

【0076】その際、進角側受圧室 1 0 b, 1 0 b, … から排出された作動油は、ロータ 3 1 内の油路 3 1 b を経て、同図に矢印で示すようにカム軸 2 内の進角側の油路 7 1 を流通し、この油路 7 1 に連通される輪溝 6 8 からカムキャップ 5 5 内の油路 6 6 に流通する。そして、中間部材 5 2 の油路 6 4, 6 3 及びバルブケース 4 0 のポート 4 0 e を通って OCV 4 4 に戻り、ドレン孔 4 0 f から排出されて、シリンダヘッドカバー 3 0 のドレン受け部 3 0 b から開口部 3 0 a を介してシリンダブロック 1 5 側に還流される。

【0077】反対に、例えばエンジン E の運転状態が高負荷域にあり、吸気バルブ 2 3 の作動タイミングを進角側に変更して給排気のオーバーラップ量を大きくしたいときには、OCV 4 4 のデューティ制御により、上記と反対の作動油の流れによって進角側受圧室 1 0 b, 1 0 b, … の作動油圧を増大させればよい。

【0078】上記の構成により、この実施形態 1 では、バルブ挟み角を狭めた DOHC エンジン E において、重量のある VVT 1 0 を、吸気側及び排気側の 2 本のカム軸 2, 3 のうち、タイミングベルト 9 の張力の上下方向成分が相対的に小さくなる緩み側の吸気側カム軸 2 に設けたので、張り側の排気側カム軸 3 に設けた場合に比べてカム軸 2 や軸受部 4, 4, … にかかる負担を低減することができ、よって、信頼性向上が図られる。

【0079】すなわち、上記エンジン E においては、吸気バルブ 2 3 と排気バルブ 2 4 のバルブ挟み角が 3 0 度と狭く設定されており、上記各バルブ 2 3, 2 4 がそれぞれ上下方向に延びるように配置されているので、該バルブ 2 3, 2 4 からカム軸 2, 3 へのバルブ反力の上下方向成分が大きくなる。しかも、上記エンジン E においては、2 本のカム軸 2, 3 にそれぞれ設けられたカムプリー 5, 6 とクランクプリー 8 との間で、タイミングベルト 9 が上下方向に延びるように張られているので、タイミングベルト 9 から各カムプリー 5, 6 に対して作用する力の上下方向成分も大きくなる。加えて、シリンダブロック 1 5 側に位置固定される初期張力調整用のテンション 1 2 を用いているので、タイミングベルト 9 の張力のピーク値が大きくなり易い。したがって、上記両カム軸 2, 3、特にベルト張り側に位置する排気側のカム軸 3 では、バルブ反力が作用したときの負担が極めて大きくなってしまいますので、この実施形態では、VVT 1 0 を緩み側の吸気側カム軸 2 に設けて、上記カム軸 2 及び軸受部 4, 4, … の負担を低減することの効果は極めて

有効なものになるのである。

【0080】また、この実施形態 1 では、上記 VVT 1 0 を設けた吸気側カム軸 2 を支持する全ての軸受部 4, 4, … は、互いに同一の軸受径を有するものとしたので、生産コストの著しい上昇を招くことなく、各軸受部 4 の間の同心度を容易に維持することができる。

【0081】さらに、上記エンジン E においては、上記タイミングベルト 9 が、2 つのカムプリー 5, 6 とクランクプリー 8 との間に張架されたときに殆ど遊びがない長さとしてあるので、通常、タイミングベルト 9 をプリー 5, 6, 8 に係合させて張架する作業はかなり困難な作業になる。そこで、この実施形態では、上記 VVT 1 0 のケーシング 3 2 の外周径 D 1 をカムプリー 5 の歯底円の直径 D 2 よりも僅かに小さな値としている。このことで、まず、上記タイミングベルト 9 を VVT 1 0 のケーシング 3 2 に引っ掛け、続いて、該タイミングベルト 9 の歯の位置とカムプリー 5 の歯の位置とを合わせて係合させるようにすれば、タイミングベルト 9 の張架作業を極めて容易に行うことができる。

【0082】（実施形態 2）図 1 1 及び図 1 2 は、本発明の実施形態 2 に係る VVT 付 DOHC エンジン E を示し、このエンジン E は、VVT 1 0 を設ける側のカム軸 3 を、軸受部 4, 4, … とヘッドボルトとの干渉を回避するためにエンジン幅方向外側にオフセット配置したものである。尚、この実施形態 2 におけるエンジン E の主要な構成は実施形態 1 の場合と同様なので、以下、同様の部分には同一の符号を付して、異なる部分のみを説明する。

【0083】上記図 1 1 において、上記 VVT 1 0 は、排気バルブ 2 4 を開閉作動させる排気側のカム軸 3 に設けられ、該カム軸 3 は、タイミングベルト 9 の張力が相対的に高くなる張り側に位置づけられている。上記排気側のカム軸 3 は、シリンダヘッド 1 に設けられたヘッドボルト孔 2 0, 2 0, … よりもエンジン幅方向外側（同図の下側）に配置されていて、VVT 1 0 に最も近い 1 番ジャーナルの軸受部 4 は、軸受面 4 a の軸線 z 2 方向の幅が大きくなるように、エンジン E の長手方向内側（同図の右側）に拡大されている。

【0084】一方、吸気バルブ 2 3 を開閉作動させる吸気側のカム軸 2 は、ヘッドボルト孔 2 0, 2 0, … の中心線方向から見て、該ヘッドボルト孔 2 0, 2 0, … に重なるように、即ち上記排気側のカム軸 3 に近づけて配置されている。このことで、図 1 2 に示すように、吸気側のカム軸 2 によりバルブリフト 2 6 を介して直接駆動される吸気バルブ 2 3 と、排気側のカム軸 3 により同様に直接駆動される排気バルブ 2 4 との間のバルブ挟み角は約 3 0 度と狭く設定されている。

【0085】したがって、この実施形態 2 によれば、VVT 1 0 が設けられた排気側のカム軸 3 を支持する軸受部 4, 4, … のうち、最も負担のかかる 1 番ジャーナル

の軸受部 4 をエンジン長手方向に拡大して、軸受面積を大きくすることで、該軸受面 4 a に作用する圧力を低減させて、カム軸 3 や軸受部 4 にかかる負担を小さくすることができる。このため、VVT 10 をタイミングベルト 9 の張り側に配置されたカム軸に設けることも可能になる。しかも、上記 1 番ジャーナルの軸受部 4 をエンジン長手方向の内側に拡大しているの、エンジン E の長手方向寸法の無用の増大を防止できる。

【0086】（実施形態 3）図 13 及び図 14 は、本発明の実施形態 3 に係る VVT 付 DOHC エンジン E を示し、このエンジン E は、実施形態 2 の発明と同様に VVT 10 を設ける側のカム軸 2 をエンジン幅方向外側にオフセット配置するとともに、吸気バルブ 23 及び排気バルブ 24 をそれぞれロッカーアーム 80、85 を介して駆動するものである。尚、この実施形態 3 におけるエンジン E の主要な構成も実施形態 1、2 の場合と同様なので、以下、同様の部分には同一の符号を付して、異なる部分のみを説明する。

【0087】上記図 13 において、上記 VVT 10 は、吸気バルブ 23 を開閉作動させる吸気側のカム軸 2 に設けられ、該カム軸 2 は、実施形態 1 と同様にタイミングベルト 9 の張力が相対的に低くなる緩み側に位置づけられている。また、上記吸気側のカム軸 2 は、実施形態 2 の排気側カム軸 3 と同様、シリンダヘッド 1 に設けられたヘッドボルト孔 20、20、…よりもエンジン幅方向外側（同図の上側）に配置されていて、VVT 10 に最も近い 1 番ジャーナルの軸受部 4 は、軸受面 4 a の軸線 z 1 方向の幅が大きくなるように、エンジン E の長手方向内側（同図の右側）に拡大されている。

【0088】上記吸気側のカム軸 2 は、図 14 にも示すように、ロッカーアーム 80 を介して吸気バルブ 23 を駆動するものである。上記ロッカーアーム 80 は、カム軸 2 によりローラベアリング 81 を介して上方から押圧され、揺動支点 82 を支点として上下に動作して、吸気バルブ 23 をバルブ軸 23 b の軸線 x 1 に沿って上下に往復動させる。また、上記ロッカーアーム 80 の吸気バルブ 23 との当接部分 83 は、カム軸 2 と摺接するローラベアリング 81 の位置（摺接位置）よりもエンジン幅方向内側に設けられており、このことで、吸気バルブ 23 のバルブ軸 23 b の軸線 x 1 は、シリンダ中心線 y に対し約 10° の狭い角度とされている。つまり、上記吸気バルブ 23 は上下方向に延びるように配置されており、吸気ポート 27 は燃焼室 28 から滑らかに上方に延びるように形成されている。

【0089】一方、排気バルブ 24 を開閉作動させる排気側のカム軸 3 は、実施形態 2 の吸気側カム軸 2 と同様、ヘッドボルト孔 20、20、…に干渉するように配置されていて、吸気側のカム軸 2 同様、揺動支点 86 を支点として動作するロッカーアーム 85 を介して排気バルブ 24 を駆動するものである。上記ロッカーアーム 8

5 の排気バルブ 24 との当接部分 87 は、カム軸 2 と摺接するローラベアリング 88 の位置（摺接位置）よりもエンジン幅方向外側に設けられて、排気バルブ 24 のバルブ軸 24 b の軸線 x 2 は、シリンダ中心線 y に対し約 20° の角度とされている。

【0090】したがって、上記実施形態 3 によれば、上記実施形態 2 と同様の作用効果が得られる上、吸気バルブ 23 の配置上の自由度が高く、実施形態 1 よりもさらに上下方向に配置されているので、吸気ポート 27 を上記実施形態 1 よりも滑らかに燃焼室 28 に連通するように形成することができ、よって、吸気流通抵抗の低減作用を一層高めることができる。

【0091】尚、本発明は上記実施形態に限定されるものではなく、その他種々の実施形態を包含するものである。すなわち、上記各実施形態では、クランク軸 7 からの回転入力タイミングベルト 9 及びカムプリー 5、6 によりカム軸 2、3 に伝達するようにしているが、これに限らず、例えば、チェーン及びスプロケットにより伝達するようにしてもよい。

【0092】また、VVT の構成としては、油圧力によりカム軸 2、3 の軸線 z 1、z 2 方向に進退するピストン部材を設け、このピストン部材の上記軸線 z 1、z 2 方向の相対変位をヘリカルスプラインにより回転方向の相対変位に変換して、カム軸 2、3 とカムプリー 5、6 とを相対回転させるものとしてもよい。

【0093】

【発明の効果】以上説明したように、請求項 1 記載の発明における可変バルブタイミング装置付 DOHC エンジンによれば、吸気バルブ及び排気バルブの狭角化により、吸排気の流通抵抗の低減、及びエンジン幅方向のコンパクト化が図られる。しかも、重量の有るバルブタイミング可変手段を緩み側のカム軸に設けることで、無端伝動部材の張力増大によるカム軸や軸受部の負担を低減することができ、よって、信頼性を高めることができる。

【0094】請求項 2 記載の発明によれば、第 1 カム軸を支持する全ての軸受部の軸受径を同一とすることで、生産コストの著しい上昇を招くことなく、各軸受部の間の同心度を容易に維持することができる。

【0095】請求項 3 記載の発明によれば、カム軸へのバルブ反力を小さくして、カム軸や軸受部の負担を低減することができる上、エンジンのコンパクト化が容易になる。

【0096】請求項 4 又は請求項 5 記載の発明では、バルブ反力によるカム軸への負担が大きくなるので、カム軸や軸受部への負担を低減する効果が特に有効になる。

【0097】請求項 6 記載の発明では、バルブタイミング可変手段を緩み側の第 1 カム軸に配設することによる効果が極めて大きい。

【0098】請求項 7 記載の発明によれば、軸受部に液



路としての開口溝を形成していても、そのことによる軸受面の圧力上昇を抑えることができる。

【0099】請求項8～11のいずれか1つに記載の発明では、無端伝動部材から各従動輪に作用する力の上下方向成分が大きくなるので、カム軸や軸受部への負担を低減する効果が特に有効になる。

【0100】請求項12記載の発明では、シリンダブロック側に位置固定されテンションを用いているので、無端伝動部材の張力のピーク値が大きくなり易く、カム軸や軸受部への負担を低減する効果が特に有効になる。

【0101】請求項13記載の発明における可変バルブタイミング装置付DOHCエンジンによれば、吸気バルブ及び排気バルブの狭角化により、吸排気の流通抵抗の低減、及びエンジン幅方向のコンパクト化が図られ、しかも、重量の有るバルブタイミング可変手段が設けられたカム軸を支持する軸受部を、ヘッドボルトとの干渉の問題を回避しつつ軸受面の幅が大きくなるように拡大することができるので、カム軸や軸受部にかかる負担を小さくできる。また、エンジンの長手方向の寸法が大きくなることもない。

【0102】請求項14記載の発明によれば、請求項3記載の発明と同様の効果が得られる。

【0103】請求項15記載の発明によれば、バルブタイミング可変手段が設けられた第1カム軸側について、バルブの配置上の自由度が高まり、吸排気の流通抵抗の低減作用を一層高めることができる。

【0104】請求項16記載の発明によれば、バルブタイミング可変手段が設けられていない第2カム軸側についてもバルブ配置上の自由度が高まる。

【0105】請求項17記載の発明によれば、吸気側の流通抵抗の低減によりエンジン性能を有効に向上させることができる。

【0106】請求項18記載の発明における可変バルブタイミング装置付DOHCエンジンによれば、請求項1記載の発明と同様に信頼性向上が図られる上、タイミングベルトをプーリに係合させて張架する作業の容易化が図られる。

【0107】請求項19記載の発明によれば、請求項18記載の発明と同様にタイミングベルトの張架作業の容易化が図られる。

【0108】請求項20記載の発明によれば、タイミングベルトの張架作業のさらなる容易化が図られる。

#### 【図面の簡単な説明】

【図1】本発明の実施形態1に係るエンジンEの構成を示す上面図である。

【図2】図1のエンジンEのシリンダヘッド上部の構成を示す上面図である。

【図3】カムプーリ及びクランクプーリにタイミングベ

ルトを張架した構成を示すエンジンEの正面図である。

【図4】2本のカム軸を省略して、軸受部とヘッドボルト孔との位置関係を示す図2の拡大図である。

【図5】バルブの配置を示す説明図である。

【図6】VVTの構成を示す図1のVI-VI線における断面図である。

【図7】図6のVII-VII線におけるVVTの断面図である。

【図8】図6のVIII-VIII線におけるVVTの断面図である。

【図9】OCVの構成を示す説明図である。

【図10】カムキャップ及び中間部材の構成を示す説明図である。

【図11】実施形態2に係る図4相当図である。

【図12】実施形態2に係る図5相当図である。

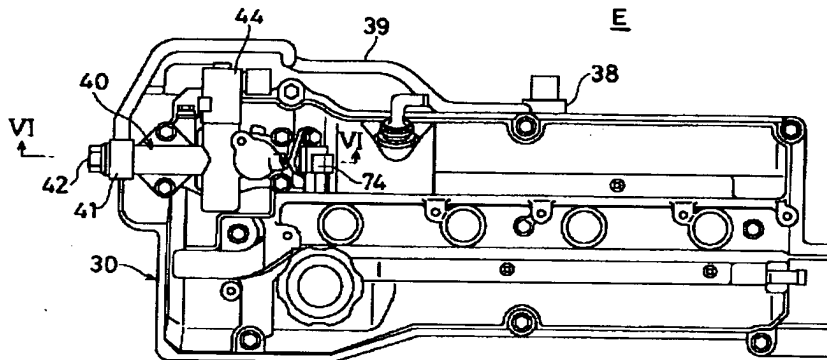
【図13】実施形態3に係る図4相当図である。

【図14】実施形態3に係る図5相当図である。

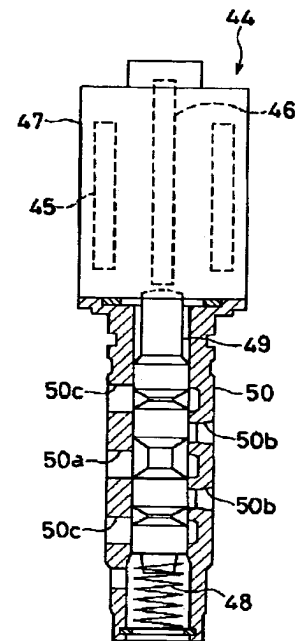
#### 【符号の説明】

E	VVT付DOHCエンジン
1	シリンダヘッド
2	吸気側のカム軸（第1カム軸）
3	排気側のカム軸（第2カム軸）
4	軸受部
4 a	軸受面
5, 6	カムプーリ（従動輪）
7	クランク軸
8	クランクプーリ（駆動輪）
9	タイミングベルト（無端伝動部材）
10	バルブタイミング可変装置（バルブタイ
20	ミング可変手段）
12	テンション
20	ヘッドボルト孔
23	吸気バルブ
24	排気バルブ
26	バルブリフト
32	VVTのケーシング
67, 68	輪溝（開口溝）
70	遅角側の油路（液路）
71	進角側の油路（液路）
80, 85	ロッカーアーム
81, 88	ローラベアリング（カム軸とロッカーアームとの摺接位置）
x 1	吸気バルブのバルブ軸の軸線
x 2	排気バルブのバルブ軸の軸線
y	シリンダ中心線
z 1	吸気側のカム軸の軸線
z 2	排気側のカム軸の軸線

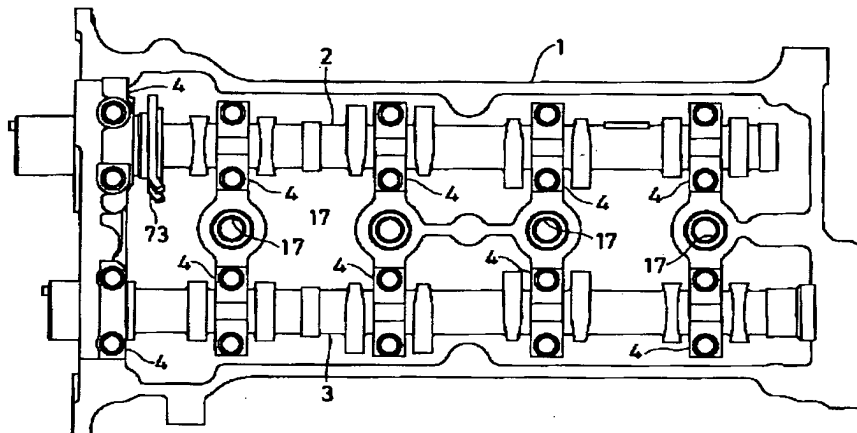
【図 1】



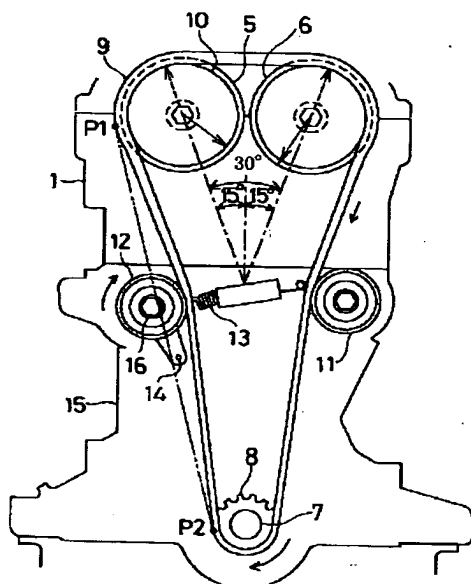
【图9】



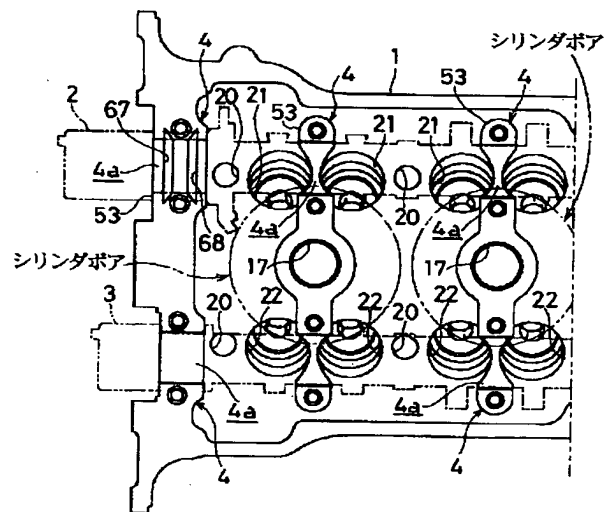
【图2】



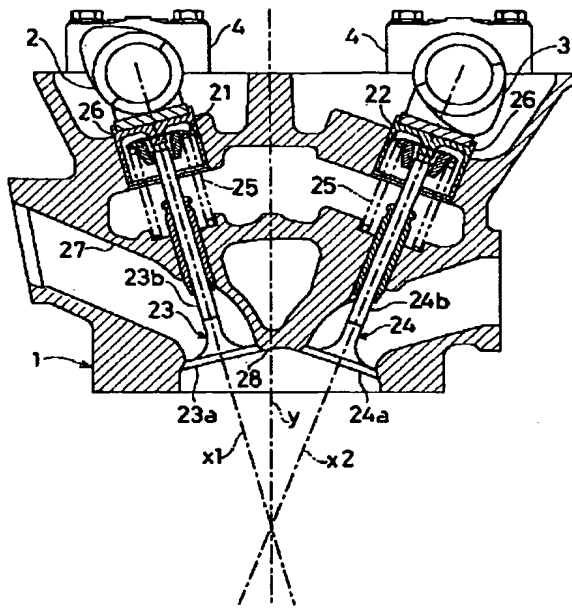
【図 3】



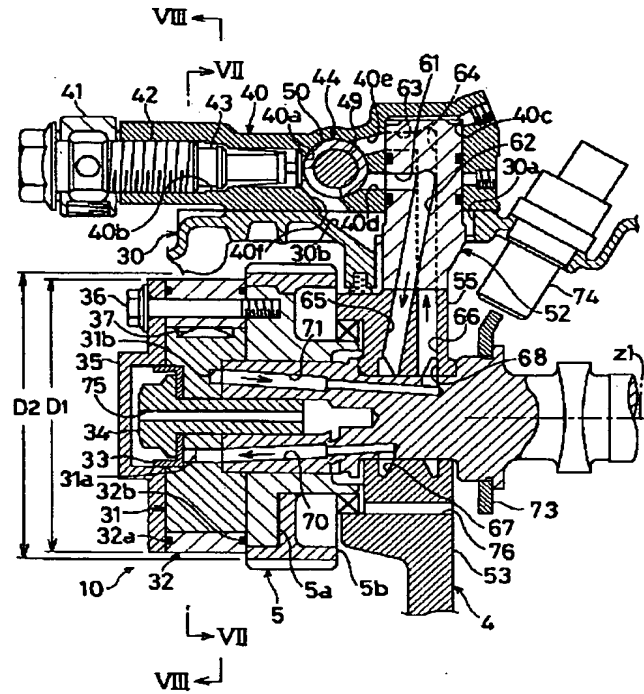
【図 4】



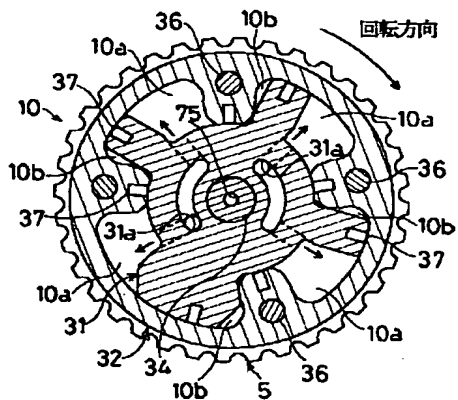
【図 5】



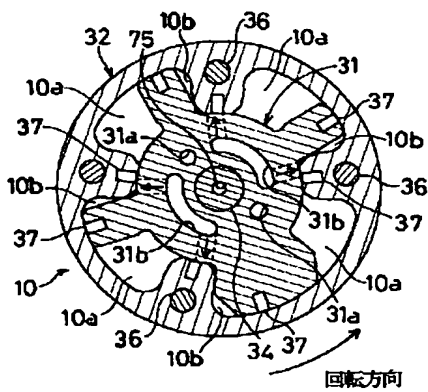
【図 6】



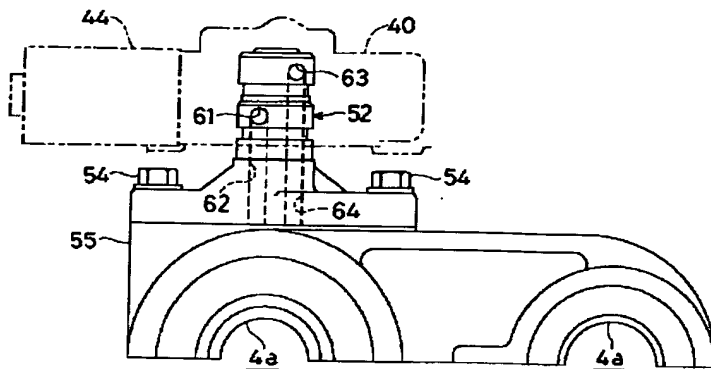
【図 7】



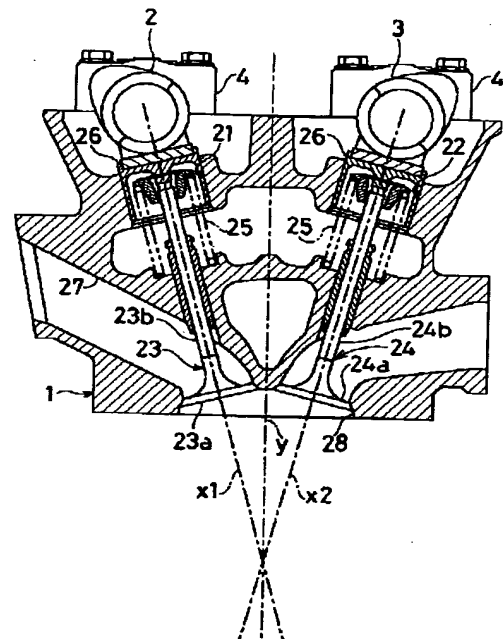
【図 8】



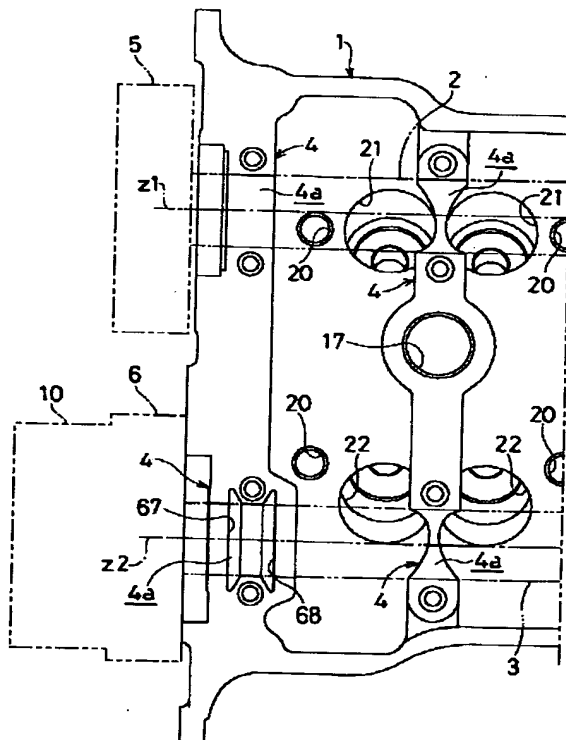
【図 10】



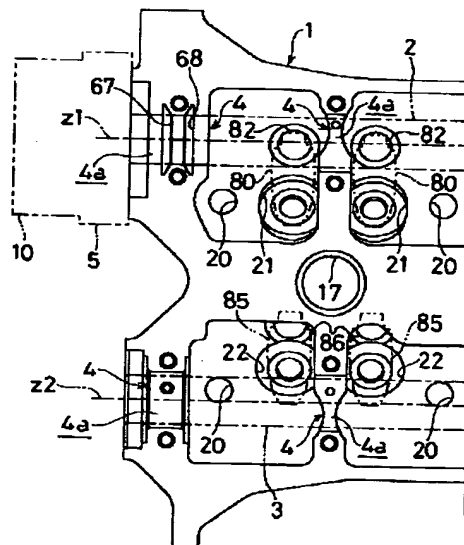
【図 12】



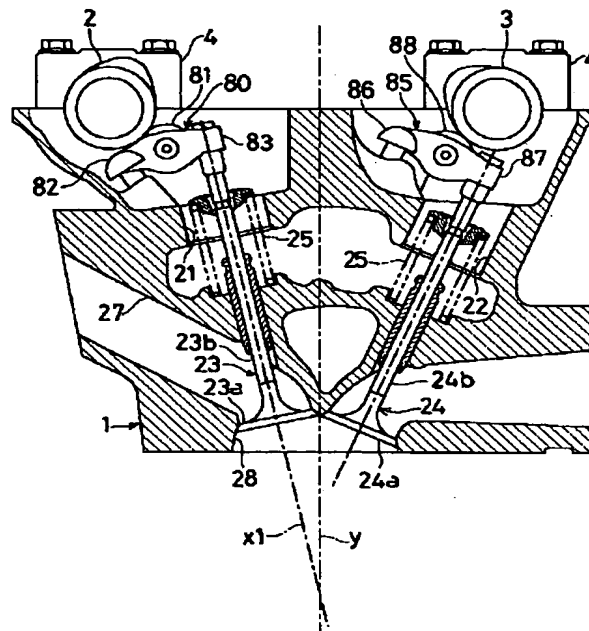
【図 11】



【図 13】



【图 14】



フロントページの続き

(51) Int. Cl. <sup>6</sup>

F O 2 B 67/06

F O 2 F 1/42

識別記号

F I

F O 2 B 67/06

F 0 2 F 1/42

J  
A  
K

**BEST AVAILABLE COPY**

THIS PAGE BLANK (USPTO)